

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-279179

(P2003-279179A)

(43)公開日 平成15年10月2日(2003.10.2)

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テマコード(参考)

F 2 5 B 1/10

F 2 5 B 1/10

H

1/00

3 8 7

1/00

3 8 7 B

3 9 5

3 9 5 Z

11/02

11/02

B

審査請求 有 請求項の数11 O L (全 15 頁)

(21)出願番号 特願2002-85147(P2002-85147)

(22)出願日 平成14年3月26日(2002.3.26)

(71)出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72)発明者 角田 昌之

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(72)発明者 畠崎 史武

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三

菱電機株式会社内

(74)代理人 100102439

弁理士 宮田 金雄 (外1名)

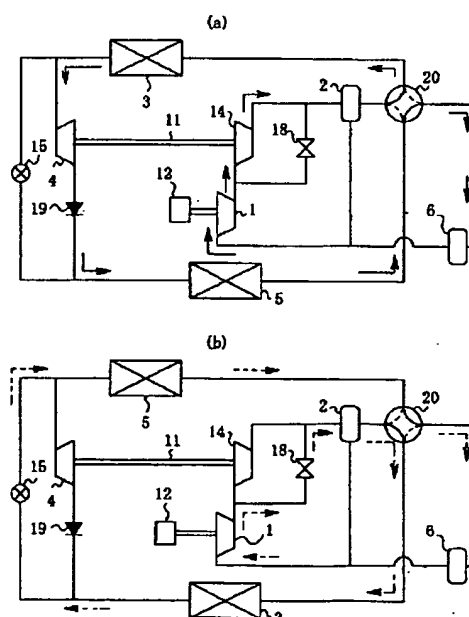
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 冷凍空調装置

(57)【要約】

【課題】 超臨界サイクルの冷凍空調装置において、従来はレシプロ式のような弁開閉の制御が必要な膨張機を圧縮機と同軸で用いていたので、複雑な膨張比制御手段が必要であったが、機構が簡素な形式の膨張機を用いるために流量と仕事をマッチングさせながら動力回収ロスが極力小さくなるような回路を構成する。

【解決手段】 メインの圧縮機とは別の第二の圧縮機を膨張機の回収動力で駆動することにより、流量マッチングによる膨張動力の非回収分を少なくし、冷房/暖房切換え時の逆流に対して回路が複雑化するのを避けるとともに、2WAY膨張機や第二ガススクーラによる中間冷却等により、サイクルの効率が最も良くなるように回路を構成する。



1: 圧縮機
2: 油分离器
3: ガススクーラ
4: 膨張機
5: 凝縮器
6: アクキュムレータ
11: 主軸

12: 原動機(モータ)
14: 第2圧縮機
15: 第2減圧手段
18: 流量制御手段
19: 逆流防止手段
20: 四方弁

【特許請求の範囲】

【請求項1】 電動機によって駆動される圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、前記ガスクーラによって冷却されたガスを減圧することにより動力を取出す膨張機と、前記膨張機により減圧された冷媒を加熱する蒸発器と、前記蒸発器の出口側で余分な液冷媒を貯留するアキュムレータと、前記膨張機で回収した膨張動力により駆動される第2圧縮機とを備え、前記圧縮機から流出した油をガスクーラの前で分離し、アキュムレータと圧縮機の間に戻す油分離器を設けたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項2】 前記膨張機と並列に配設した第2減圧手段と前記膨張機の流入側または流出側に逆流防止手段を備え、前記第2圧縮機を迂回する流量制御手段付の流路を設けたことを特徴とする請求項1記載の冷凍空調装置。

【請求項3】 前記膨張機は冷媒の正逆方向流れにそれぞれ対応する2つの膨張機と前または後ろにそれぞれ逆流防止手段を備え、前記膨張機と並列に第2減圧手段を設けたことを特徴とする請求項1記載の冷凍空調装置。

【請求項4】 前記第2圧縮機の負荷に対する膨張機の回収動力の不足分を補うための補助モータを備えたことを特徴とする請求項1乃至請求項3のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項5】 電動機によって駆動される圧縮機と、前記圧縮機で駆動された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、前記ガスクーラによって冷却されたガスを減圧することにより動力を取出す膨張機と、前記膨張機により減圧された冷媒を加熱する蒸発器と、前記蒸発器の出口側で余分な液冷媒を貯留するアキュムレータと、前記圧縮機と直列に配管接続され前記膨張機の回収動力により駆動される第2圧縮機と、前記圧縮機と前記第2圧縮機の間第2ガスクーラとを備え、前記圧縮機から流出した油をガスクーラの前で分離しアキュムレータから圧縮機の間に戻す油分離器を設けたことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項6】 前記第2圧縮機の吸入圧力または温度をサイクルCOPが最も高くなる中間圧力または温度に制御するようにしたことを特徴とする請求項5記載の冷凍空調装置。

【請求項7】 前記膨張機と並列に配設した第2減圧手段と前記膨張機の流入側または流出側に逆流防止手段を備え、前記第2圧縮機及び第2ガスクーラを迂回する流量制御手段付の流路を設けたことを特徴とする請求項5または請求項6記載の冷凍空調装置。

【請求項8】 前記第2減圧手段をイジェクタとしたことを特徴とする請求項2、3、4、6または7のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項9】 冷媒として二酸化炭素を用いたことを特徴とする請求項1乃至請求項8のいずれかに記載の冷凍

空調装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、二酸化炭素など超臨界となる冷媒を用いた冷凍サイクルによる冷凍空調装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】図19は、例えば特開2000-241033号公報に示された従来の超臨界サイクルによる冷凍装置の冷媒回路図である。図において、圧縮機1は原動機12によって駆動され冷媒を圧縮する。圧縮された冷媒ガスは油分離器2にて冷媒に含まれる油を分離した後、ガスクーラ3で冷却されて、膨張機4を流通して圧縮機1に連結した主軸11を駆動しながら膨張し、蒸発器5で加熱され、アキュムレータ6で液を分離してから再び圧縮機1に吸入される。ガスクーラ3と膨張機4との接続配管に設けられた温度センサ7と圧力センサ8により検出されたガスクーラ出口側の冷媒状態をもとに演算手段9が膨張機4の膨張比制御手段10を制御して膨張機への冷媒供給量を変えることにより、ガスクーラ出口圧力を所定の圧力に制御している。

【0003】また、この変形例として、図20のように膨張機4の主軸11に負荷を可変できる発電機13等を配し、圧縮機1とは独立分離した構成として、負荷の大きさが膨張機4の回転数を変えることにより、ガスクーラ3出口圧力を所定の圧力に制御するものも示されている。

【0004】同公報によれば、膨張機の形式としてはレシプロ式が示されており、シリンダ内への流体の流入と排出を弁の開閉タイミングを制御することにより、膨張機として動作させるとしている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】従来の技術のようにレシプロ式の膨張機では、主軸の回転に同期して弁を開閉するための複雑な機構あるいは電気式切換弁とその制御装置が必要となる。これを避けるためには、マルチベーン式やスクロール式のように膨張機としての行程容積と内部容積比を持つ形式を用いることが考えられる。

【0006】このような形式の膨張機を図19のような冷媒回路構成で用いるには、膨張機での体積流量を圧縮機側とマッチングさせるために、膨張比制御手段に代わって予膨張弁やバイパス膨張弁が必要となる。しかし、このときの予膨張弁での圧力差分やバイパス流量分は膨張動力回収できない。

【0007】また、図20のような冷媒回路構成で用いると、膨張機は圧縮機と必ずしも同じ回転数で回らなくてもよくなるので、流量マッチングの必要はなくなるが、回収した膨張動力を電気エネルギーとして取り出す際に発電機効率がかかる分がロスとなり、効率低下となる。

【0008】本発明は、かかる課題を解決するためになされたもので、レシプロ式のような弁制御機構を必要としない膨張機を用いながら、流量マッチングや発電機効率による動力回収ロスの影響を極力減らしつつ、圧縮機側の効率も高くなるような冷媒回路構成により、高効率の膨張動力回収超臨界冷凍サイクル装置を得ることを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明の請求項1に係る冷凍空調装置は、電動機によって駆動される圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、前記ガスクーラによって冷却されたガスを減圧することにより動力を取出す膨張機と、前記膨張機により減圧された冷媒を加熱する蒸発器と、前記蒸発器の出口側で余分な液冷媒を貯留するアキュムレータと、前記膨張機で回収した膨張動力により駆動される第2圧縮機とを備え、前記圧縮機から流出した油をガスクーラの前で分離し、アキュムレータと圧縮機の間に戻す油分離器を備えたものである。

【0010】本発明の請求項2に係る冷凍空調装置は、前記膨張機と並列に配設した第2減圧手段と前記膨張機の流入側または流出側に逆流防止手段を備え、前記第2圧縮機を迂回する流量制御手段付の流路を設けたものである。

【0011】本発明の請求項3に係る冷凍空調装置は、前記膨張機は冷媒の正逆方向流れにそれぞれ対応する2つの膨張機構部と前または後ろにそれぞれ逆流防止手段を備え、前記膨張機と並列に第2減圧手段を設けたものである。

【0012】本発明の請求項4に係る冷凍空調装置は、前記第2圧縮機の負荷に対する膨張機の回収動力の不足を補うための補助モータを備えたものである。

【0013】本発明の請求項5に係る冷凍空調装置は、電動機によって駆動される圧縮機と、前記圧縮機で駆動された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、前記ガスクーラによって冷却されたガスを減圧することにより動力を取出す膨張機と、前記膨張機により減圧された冷媒を加熱する蒸発器と、前記蒸発器の出口側で余分な液冷媒を貯留するアキュムレータと、前記圧縮機と直列に配管接続され前記膨張機の回収動力により駆動される第2圧縮機と、前記圧縮機と前記第2圧縮機の間第2ガスクーラとを備え、圧縮機部分から流出した油をガスクーラの前で分離しアキュムレータから圧縮機の間に戻す油分離器を設けたものである。

【0014】本発明の請求項6に係る冷凍空調装置は、前記第2圧縮機の吸入圧力または温度をサイクルCOPが最も高くなる中間圧力または温度に制御するようにしたものである。

【0015】本発明の請求項7に係る冷凍空調装置は、前記膨張機と並列に配設した第2減圧手段と前記膨張機

の流入側または流出側に逆流防止手段を備え、前記第2圧縮機及び第2ガスクーラを迂回する流量制御手段付きの流路を設けたものである。

【0016】本発明の請求項8に係る冷凍空調装置は、前記第2減圧手段をイジェクタとしたものである。

【0017】本発明の請求項9に係る冷凍空調装置は、冷媒として二酸化炭素を用いたものである。

【0018】

【発明の実施の形態】実施の形態1. 図1は本発明の実施の形態1に係る冷凍空調装置を示す冷媒回路図で、

(a)が暖房運転時、(b)が冷房運転時を示している。本発明の冷凍空調装置は二軸直列(高段)構成を基本構成とする冷媒回路を有し、冷媒に二酸化炭素を用いている。なお、この二軸直列(高段)構成の冷媒回路については後述する。図1(a)において、ガスクーラ3が室内機側熱交換器、蒸発器5が室外機側熱交換器に相当している。

【0019】図1において、1はモータ12によって駆動される圧縮機、2は油分離器、20は冷房と暖房の流路を切替える四方弁、3はガスクーラ、4は膨張機、5は蒸発器、6はアキュムレータ、14は膨張機4の主軸11に連結して駆動される第二圧縮機、19は膨張機4の下流側に設けられた逆流防止手段、15は膨張機4および逆流防止手段19に並列に接続されたバイパス配管に設けられた第二減圧装置、18は第二圧縮機15を迂回させる流量制御手段18である。

【0020】ここで、本発明に係る冷凍空調装置の基本冷媒回路構成について説明する。図2は二軸直列(高段)構成の基本冷媒回路であり、二酸化炭素を冷媒として用いることを想定している。図において、モータ12によって駆動される圧縮機1は、膨張機4とは同軸となっており、膨張機4の主軸は第2圧縮機14を駆動するようになっている。そして、第2圧縮機14は圧縮機1と冷媒回路において直列に配管接続され、冷媒の二段圧縮を行うように配設されている。圧縮機1と第2圧縮機14で圧縮された冷媒は、第2圧縮機14の吐出側に配管接続された油分離器2から圧縮機1の吸入側のアキュムレータ6から流出した後に分離した油を戻してから、ガスクーラ3で冷却される。そして、ガスクーラ3で冷却された後の高圧冷媒ガスは膨張機4で減圧される際に膨張動力を回収し、この回収動力は主軸11を伝達して第2圧縮機14に伝えられる。膨張機4にて減圧された後の冷媒は、蒸発器5で加熱され、余分な液冷媒を貯留するアキュムレータ6を経由してから、圧縮機1の吸入側に戻る冷媒回路で構成されている。

【0021】上記のように構成された冷凍空調装置において、膨張機4は弁開閉制御機構が無く構造が簡素な行程容積、内部容積比が定まった形式のものをを用いている。このような膨張機では体積流量によって主軸11の回転数が決まってくるので、第2圧縮機14との回転数

のマッチングを取る必要がある。

【0022】ここで説明のため、図3に示す膨張機同軸構成との対比を行う。図3は従来例の図19をもとに基本構成を簡略化して示した膨張機同軸構成の基本冷媒回路図である。図3において、膨張機4とモータ12で駆動される圧縮機1とは主軸11によって同軸となっている。この場合、膨張機4と圧縮機1が同一回転数となる

$$V_{ex}/v_{exi} = V_{st}/v_s$$

が成り立たなければならない。上記 v_{exi} 、 v_s は運転条件から決まり、様々な運転条件に対して(1)式を満たすためには、 V_{ex} 、 V_{st} が可変でないかぎり膨張機入口での冷媒の体積流量を調整する必要がある。たとえば、 $v_{exi}/v_s > V_{ex}/V_{st}$ の場合、膨張機側が圧縮機側より速く回転しようとするのでバイパスして膨張機を通過する流量を減らす必要がある。逆に、 $v_{exi}/v_s < V_{ex}/V_{st}$ の場合は膨張機側が遅くなってしまうので、ガスクーラを出た冷媒を所定の圧力まで減圧・膨張させて膨張機入口における体積流量を増やすことにより、圧縮機と膨張機の回転数がバランスできる。

【0024】そこで、図4に、図3の冷媒回路を基に圧縮機と膨張機の流量マッチングをとるためにバイパス膨張弁である第2減圧手段15と予膨張弁16を加えた構成の冷媒回路図を示す。図4において、15は膨張機4をバイパスするようにガスクーラ3の出口側から蒸発器5の入口側へ配管接続された途中に設けられた第2減圧手段、16は膨張機4の流入側に接続された予膨張弁であり、その他の部分は図3と同様である。この予膨張弁16における減圧分やバイパス配管の第2減圧手段15を流通する流量分は膨張動力回収に寄与しないので、圧縮機1の行程容積 V_{st} に対して膨張機の行程容積 V_{ex} を決める際には、最も効率を向上したい運転条件のときにバイパスも予膨張を行わなくてもよいように、すな

$$N_2 \cdot V_{ex}/v_{exi} = N_2 \cdot V_2/v_m = N_1 \cdot V_{st}/v_s \quad (2)$$

が成り立つ必要がある。また、前記 v_m が膨張機4で回収され第2圧縮機14にて用いられる動力と V_2 から定まることも考慮しなければならない。即ち、図4の膨張機同軸構成の冷媒回路の場合と同様に、バイパスまたは予膨張によって流量マッチングを図るとすると、バイパス比 x あるいは予膨張率 y は V_{st} 、 V_{ex} だけでなく、 V_2 と N_1 に対する N_2 の組合せに対して決まることになる。

【0027】膨張機同軸構成のときと同様に、SEERに最も寄与度の大きい暖房中間条件でバイパス比 x =予膨張率 y =0%となるように、 V_{st} に対する V_{ex} 及び V_2 を設定すると、各条件における前記 x 、 y は、図6の中段に示す数値となる。そして、各条件におけるCOPとSEERの膨張機同軸構成の冷媒回路に対する二軸直列(高段)構成の冷媒回路の比は、図6の下段に示す値のように、僅かながら二軸直列(高段)構成の方が

ので、この膨張機4と圧縮機1では流量がマッチしなければならない。

【0023】ここで、圧縮機1の吸入側における冷媒の比容積を v_s 、膨張機4入口の比容積を v_{exi} 、圧縮機1の行程容積を V_{st} 、膨張機4の膨張前状態の閉じ込め容積、いわゆる行程容積を V_{ex} とすると、圧縮機側と膨張機側で流量が一致することから、

$$(1)$$

わち(1)式を満たすように前記 V_{ex} を選ぶのがよい。

【0025】ここで、全流量に対するバイパスされる流量の比率をバイパス比 x 、ガスクーラ/蒸発器間で減圧する全高低圧差に対する予膨張弁前後の差圧の比率を予膨張率 y と定義する。上述の図4の膨張機同軸構成の冷媒回路を備えた冷凍空調装置に対して、空調用途の代表4運転条件のうち、SEER(冷・暖平均エネルギー消費効率)に最も寄与度の大きい暖房中間条件にて、 $x=y=0\%$ となるように、圧縮機1の行程容積 V_{st} に対する膨張機の行程容積 V_{ex} を設定した場合、各条件における x 、 y は、図5に示す数値となる。以後、COPやSEERなどの効率を比較する場合には、膨張機同軸構成の冷媒回路におけるこの x 、 y のときの値を基準とする。

【0026】図2のような二軸直列(高段)構成の冷媒回路の場合も、膨張機4と第2圧縮機14との流量のマッチングを図らなければならないのは同様であるが、第2圧縮機14の行程容積を V_2 とすると、圧縮機1の行程容積 V_{st} に対する膨張機の行程容積 V_{ex} と前記 V_2 双方のマッチングが必要となる。ここで、第2圧縮機14の吸入側における冷媒の比容積を v_m 、圧縮機の回転数を N_1 、膨張機/第2圧縮機の回転数を N_2 とすると、

良い。なお、膨張機の膨張容積比については、膨張機同軸の場合も二軸直列の場合も、暖房中間条件で過不足なく膨張して膨張ロスが生じないような値を基準として用いており、以後特にことわらない限り同じである。

【0028】また、バイパスのみで予膨張の必要がないことから、図8のように膨張機をバイパスする配管の途中に第2減圧手段15を設けた構成の冷媒回路でよくなる。このときの各条件における膨張機/第2圧縮機と圧縮機それぞれの回転数は、図7に示す回転数となっている。

【0029】図9は二軸並列構成の冷媒回路図であり、第2圧縮機を圧縮機1とは冷媒流路において並列に配置し、膨張機/第2圧縮機の主軸11に補助モータ17を備えた場合の基本冷媒回路を示している。このような二軸並列構成の冷媒回路における流量マッチングに関しては、

$$N2 \cdot V_{ex}/v_{exi} = N2 \cdot V2/v_s + N1 \cdot V_{st}/v_s \quad (3)$$

の関係が必要となる。なお、全流量に対して膨張機4側で決まるN2に対して第2圧縮機14側の流量が決まるので、残りの流量に見合うN1で圧縮機1が駆動されれば流量はバランスする。このとき、第2圧縮機の流量分の圧縮仕事を膨張機の回収動力で賄えるとは限らないが、補助モータ17によって動力の過不足を吸収できるので、バイパスや予膨張を行わなくてもマッチング可能となる。

【0030】この二軸並列（モータ併用）構成の場合のCOPとSEERにおける膨張機同軸構成に対する比、および膨張機/第2圧縮機と圧縮機のそれぞれの回転数は、図10に示す数値となり、二軸直列構成でバイパスすることにより膨張機/第2圧縮機の回転数N2を低く抑えていた条件でもバイパスしないで全流量を動力回収する分、二軸直列構成よりもCOPが良くなっていることがわかる。

【0031】本発明の実施の形態1を示す図1において、四方弁20により冷房運転に切換えると、図1(b)に示すように室内機がガススクーラ3、そして室外機が蒸発器5となる。このとき、膨張機4の前後の冷媒流れの向きが逆転するが、膨張機4の出口側配管に逆流防止手段19を設けているので、膨張機4内を逆流せずに全流量が第2減圧手段15を経由するようになっている。これに伴い、流量制御手段18が開となり圧縮機1から吐出された冷媒は第2圧縮機を迂回するようになっている。

【0032】四方弁を複数個用いることにより、暖房運転と冷房運転の両方共に膨張機を同一方向に流れるような構成も可能であるが、本実施の形態では、逆流時にはバイパスさせる構成をとっているため、簡素化、低コスト化が得られる。一方、同軸構成の冷媒回路の場合は、逆流時にも膨張機を停止させることができないので、冷房運転時と暖房運転時で膨張機における流れの向きが同じとなるように複雑な冷媒回路構成を取らざる得なくなる。

【0033】このように膨張機4の出口側配管に逆流防止手段19、第2圧縮機14と並列の迂回流路に流量制御手段18を配設することにより、冷房運転と暖房運転の切換えによる逆流時には膨張動力回収を行わないような構成の場合、各条件におけるCOP（成績係数）とSEER（冷・暖平均エネルギー消費効率）を膨張機同軸構成の冷媒回路（図3）のときに対する比は、図11に示す数値となり、動力回収を行わない冷房の条件で5～10%のCOP低下となるが、その寄与度が低いことからSEERの低下は2%以下と抑えられている。

【0034】実施の形態2。本発明の実施の形態2を図12に基づいて説明する。図12(a)、(b)は実施の形態2を示す冷媒回路図であり、(a)は暖房運転時、(b)は冷房運転時を表している。本実施の形態2

は、図9で説明してきた二軸並列（モータ併用）構成の冷媒回路が基本構成となっている。図12において、4a、4bはそれぞれ暖房運転用、冷房運転用の膨張機であり、19a、19bは逆流防止手段、17は主軸11に設けられた補助モータである。なお、図1と同一又は相当部には同じ符号を付し説明を省略する。図12において、第2圧縮機14を圧縮機1と冷媒流路において並列に配置し、ガススクーラ3と蒸発器5との間の配管に2つの並列配設した膨張機4a、4bを備え、これら膨張機の出口側にはそれぞれ逆流防止手段19a、19bが冷房運転と暖房運転の切換えによる冷媒の逆方向流れに対応して設けられた冷媒回路構成となっている。なお、本図では逆流防止手段19a、19bを膨張機の出口側（流出側）に設けるようにしたが、これに限るものでなく、反対側の入口側（流入側）に設置してもよい。また、図12(a)におけるガススクーラ3が室内機、蒸発器5が室外機に相当しており、四方弁20の切換えにより図12(b)の冷房状態になると室内機は蒸発器5、室外機がガススクーラ3となる。

【0035】冷暖房運転の切換えによる膨張機部分の冷媒の逆流に関しては、図12に示すように暖房運転時用の膨張機4aと冷房運転時用の膨張機4bとを同一主軸11上に配設し、それぞれの出口側配管に逆流防止手段19a、19bを設け、暖房運転時は膨張機4a側を冷媒が流通し、冷房運転時は膨張機4b側を冷媒が流通する2WAY膨張機構部とすることにより、冷房運転時と暖房運転時共に膨張動力回収を行うことが可能となり、第2圧縮機14をバイパスするような流量制御手段は不要となる。

【0036】また、図9に示す二軸並列（モータ併用）の基本冷媒回路では、膨張機と同軸運動した第2圧縮機の流量と動力の釣合いについては補助モータ17によって吸収できるが、膨張容積比固定による不足膨張及び過膨張ロスを任意の条件に対してなくすることはできない。しかし、本実施の形態2では膨張機を並列に二つ備え2WAY膨張機構部とすることにより、冷房運転と暖房運転のそれぞれの条件に対して膨張ロスがゼロとなるような膨張容積比を設定することが可能である。

【0037】本実施の形態において、膨張機4aの膨張容積比は暖房中間条件に、そして膨張機4bは冷房中間条件に合わせた場合のCOPとSEERの膨張機同軸構成の冷媒回路に対する比は、図13に示す数値となり、図9の場合における暖房中間条件で膨張ロスが生じない膨張容積比で求めた値よりも、冷房運転側でも膨張容積比を合わせた分だけ良くなっており、更に高効率となる冷凍空調装置が得られる。

【0038】実施の形態3。本発明の実施の形態3を図14に基づいて説明する。図14(a)は暖房運転時、(b)は冷房運転時を表している。本実施の形態3は、

図8で説明してきた二軸直列（高段）構成の冷媒回路が基本となっている。図14において、21は第2ガスクーラ、18は第2ガスクーラをバイパスする配管の流量制御手段である。なお、図1および図12と同一又は相当部には同じ符号を付し説明を省略する。図14(a)における暖房運転ではガスクーラ3が室内機、蒸発器5が室外機に相当しており、四方弁20の切換えにより図14(b)の冷房運転では蒸発器5が室内機、ガスクーラ3が室外機となる。

【0039】暖房運転時用の膨張機4aと冷房運転時用の膨張機4bにそれぞれの出口側配管に逆流防止手段19a、19bを備え、冷房運転と暖房運転ともに膨張動力回収を行うことについては、実施の形態2と同様である。本実施の形態3では、更に第2ガスクーラ21を圧縮機1と第2圧縮機14との間の配管に設け、圧縮機1により冷媒を圧縮後、吐出された高圧ガス冷媒を第2圧縮機14で圧縮する前に前記第2ガスクーラ21で冷却する。

【0040】ここで、この実施の形態3における冷媒状態について図15を用いて説明する。図15は、中間冷却二段圧縮サイクルを説明するp-h線図であり、横軸にエンタルピーh、縦軸に圧力pをとっている。図中のa点は圧縮機1の吸入部、b点は圧縮機1の吐出部、c点は第2ガスクーラ21の出口部、d点は第2圧縮機14の吐出部、e点はガスクーラ3の出口部、f点は膨張機4の出口部のそれぞれの冷媒状態を示している（暖房運転時における）。図に示すように、第2ガスクーラ21を介さずに中間冷却なしで圧縮行程を行った場合（図中のa→b→b'動作）に比べて、中間冷却二段圧縮（図中のa→b圧縮行程の後にc点まで冷却し、高段でc→d圧縮行程を行う）の方が、エンタルピー値で表すと、 $(h_{b'} - h_a) > (h_b - h_a) + (h_d - h_c)$ であることから、圧縮に要する仕事小さくなり、同一冷凍能力 $(h_a - h_f)$ に対するCOPは良くなる。暖房時は暖房能力が、 $(h_{b'} - h_e)$ から $(h_b - h_c) + (h_d - h_e)$ となるため、冷房時ほどはCOPは向上しない。

【0041】また、第2ガスクーラ21を冷房運転及び暖房運転に対応して室外機と室内機間を移動させるわけにはいかないので、第2ガスクーラ21は室外機に設けられ、より効率改善効果の大きい冷房運転時にのみ機能するようになっている。暖房運転時には流量制御手段18が開となって迂回するようになっている。

【0042】このような二軸直列（高段）2WAY膨張機を有すると共に冷房運転時に中間冷却を備えた冷媒回路でのCOPとSEERにおける膨張機同軸構成の冷媒回路に対する比は、図16に示す値となり、膨張機の行程容積を冷房と暖房運転の2条件に合わせて第2減圧手段15からのバイパス量を抑え、膨張容積比も冷房と暖房運転の2条件に合わせて膨張ロスを減らしたことによる

効果と中間冷却の効果により、実施の形態2の二軸並列（モータ併用）2WAY膨張機並みの良いSEER値となっている。

【0043】実施の形態4．本発明の実施の形態4を図17に基づいて説明する。図17は図1に示した二軸直列（高段）構成を基本とした冷媒回路図であり、(a)が暖房運転時、(b)が冷房運転時を示す。図において、22はイジェクタ、23は第2四方弁であり、図1と同一又は相当部には同じ符号を付し説明を省略する。

【0044】本実施の形態では、第2減圧手段15がイジェクタ22、アキュムレータ6と組合わされて、バイパスや逆流により膨張動力回収されない減圧流量に対してイジェクタ効果によるエネルギー回収を行うようになっている。図17(a)の暖房運転時には膨張機4で膨張動力回収が行われるが、暖房中間以外の条件のときに、流量マッチングのためバイパスする分はイジェクタ22での回収に用いられる。一方、(b)の冷房運転時は逆流防止手段19により膨張機4への流入はせず、全流量がイジェクタ22を経由して減圧されることになる。

【0045】一般的にはイジェクタのエネルギー効率は膨張機による動力回収効率よりも低く20%程度であるが、イジェクタ効率20%で計算しても、COPとSEERは膨張機同軸構成に対する比は、図18に示す値となり、図1の二軸直列高段（1WAY）構成の冷媒回路に較べて冷房時の全流量と暖房定格時のバイパス流量についてイジェクタ効果の分だけはCOPが改善されている。

【0046】なお、上述いずれの実施の形態も、冷房または暖房いずれの場合も油分離器2からアキュムレータ6の出口側配管に分離された油を戻すことにより、アキュムレータ6から圧縮機1を経てガスクーラ3の入口近傍の配管部分は油リッチに保たれ、ガスクーラ、蒸発器の熱交換効率を下げずに、油シール効果により圧縮機構部分の効率を向上させることができる。

【0047】また、本発明の実施の形態1～4に係る冷凍空調装置は使用する冷媒として地球温暖化係数が1の二酸化炭素を用いているため、オゾン層破壊や地球温暖化など地球環境への悪影響の小さい冷凍空調装置を提供することができる。

【0048】

【発明の効果】以上のように本発明の請求項1に係る冷凍空調装置は、電動機によって駆動される圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、前記ガスクーラによって冷却されたガスを減圧することにより動力を取出す膨張機と、前記膨張機により減圧された冷媒を加熱する蒸発器と、前記蒸発器の出口側で余分な液冷媒を貯留するアキュムレータと、前記膨張機で回収した膨張動力により駆動される第2圧縮機とを備え、前記圧縮機から流出した油をガスクーラの前で分離し、アキュムレータと圧縮機の間に戻す油分離器を設

け、膨張機の回収動力で主圧縮機と別軸の第2圧縮機を駆動するようにしたので、レシプロ式膨張機のように複雑な弁開閉タイミング制御機構を持たない、マルチベーン式やスクロール式など行程容積と膨張容積比が決まった形式の膨張機を用いながら、圧縮側との流量マッチングによる膨張動力の非回収分を同軸の場合と較べて少なくすることができ、簡素な機構、構成で高効率な超臨界サイクルの冷凍空調装置を得ることができる。

【0049】また、本発明の請求項2に係る冷凍空調装置は、前記膨張機と並列に配設した第2減圧手段と前記膨張機の流入側または流出側に逆流防止手段を備え、前記第2圧縮機を迂回する流量制御手段付き流路を設けたので、弁開閉制御機構を持たないシンプルな構造の膨張機を用いながら、冷房と暖房の切換えによる逆流時に膨張機の吸入および吐出を同じにするため複雑な回路構成を避けることができ、簡素で低コストの冷凍空調装置を得ることができる。

【0050】また、本発明の請求項3に係る冷凍空調装置は、前記膨張機は冷媒の正逆方向流れにそれぞれ対応する2つの膨張機構部と前または後ろにそれぞれ逆流防止手段を備え、前記膨張機と並列に第2減圧手段を設けたので、膨張機の行程容積と膨張容積比を冷房と暖房の両条件について最適な値を選ぶことができ、更に高効率な冷凍空調装置を得ることができる。

【0051】また、本発明の請求項4に係る冷凍空調装置は、前記第2圧縮機の負荷に対する膨張機の回収動力の不足分を補うための補助モータを備えたので、第2圧縮機の負荷に対する膨張機での回収動力の過不足を補助モータによって吸収することができるので、更に高効率な冷凍空調装置を得ることができる。

【0052】また、本発明の請求項5に係る冷凍空調装置は、電動機によって駆動される圧縮機と、前記圧縮機で駆動された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、前記ガスクーラによって冷却されたガスを減圧することにより動力を取り出す膨張機と、前記膨張機により減圧された冷媒を加熱する蒸発器と、前記蒸発器の出口側で余分な液冷媒を貯留するアキュムレータと、前記圧縮機と直列に配管接続され前記膨張機の回収動力により駆動される第2圧縮機と、前記圧縮機と前記第2圧縮機の間に第2ガスクーラとを備え、前記圧縮機から流出した油をガスクーラの前で分離しアキュムレータから圧縮機の間に戻す油分離器を設けたので、行程容積と膨張容積比が決まった膨張機を用いながら、圧縮側との流量マッチングによる膨張動力の非回収分を同軸の場合と較べて少なくすることができ、また第2ガスクーラで主圧縮機の吐出ガスを冷却してから第2圧縮機に吸入または圧縮することにより、中間冷却二段圧縮サイクルとすることができるので、高効率な冷凍空調装置を得ることができる。

【0053】また、本発明の請求項6に係る冷凍空調装置は、前記第2圧縮機の吸入圧力または温度をサイクル

のCOPが最も高くなる中間圧力または温度に制御するので、更に高効率な冷凍空調装置を得ることができる。

【0054】また、本発明の請求項7に係る冷凍空調装置は、前記膨張機と並列に配設した第2減圧手段と前記膨張機の流入側または流出側に逆流防止手段を備え、前記第2圧縮機及び第2ガスクーラを迂回する流量制御手段付き流路を設けたので、中間冷却を冷房運転時に限ることにより、冷房運転と暖房運転との切換えによる逆流時に膨張機の吸入および吐出を同じにして更に暖房時と冷房時の第2ガスクーラを2つ備えるという複雑な冷媒回路構成を避けることができるので、簡素で低コストの冷凍空調装置を得ることができる。

【0055】また、本発明の請求項8に係る冷凍空調装置は、前記第2減圧手段をイジェクタとしたので、膨張機をバイパスして減圧する流量分に対しても前記インジェクタによるエネルギー回収を行うことができ、更に高効率な冷凍空調装置を得ることができる。

【0056】また、本発明の請求項9に係る冷凍空調装置は、冷媒として二酸化炭素を用いたので、冷媒として地球温暖化係数が1であり地球環境への悪影響の小さい冷凍空調装置を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の実施の形態1に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図2】 本発明の実施の形態1に係わり、二軸直列（高段）構成の基本冷媒回路図である。

【図3】 本発明の実施の形態1に係わり、膨張機同軸構成を説明するための冷媒回路図である。

【図4】 本発明の実施の形態1に係わり、膨張機同軸構成を示す冷媒回路図である。

【図5】 本発明の実施の形態1に係わり、膨張機同軸構成における基準値を示す表である。

【図6】 本発明の実施の形態1に係わり、二軸直列（高段）構成の冷媒回路図における特性値を示す表である。

【図7】 本発明の実施の形態1に係わり、二軸直列（高段）構成の冷媒回路図における回転数を表す表である。

【図8】 本発明の実施の形態1に係わり、膨張機同軸構成を説明するための基本冷媒回路図である。

【図9】 本発明の実施の形態1に係わり、膨張機同軸構成を示す冷媒回路図である。

【図10】 本発明の実施の形態1に係わり、二軸並列（モータ併用）構成の冷媒回路における特性値を示す表である。

【図11】 本発明の実施の形態1に係わり、二軸直列高段（1WAY）構成の冷媒回路における特性値を示す表である。

【図12】 本発明の実施の形態2に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図13】 本発明の実施の形態2に係わり、膨張機同軸構成に対するCOP比を示す図である。

【図14】 本発明の実施の形態3に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図15】 本発明の実施の形態3に係わり、中間冷却二段圧縮サイクルを説明するためのp-h線図である。

【図16】 本発明の実施の形態3に係わり、膨張機同軸構成に対するCOP比を示す図である。

【図17】 本発明の実施の形態4に係る冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図18】 本発明の実施の形態4に係わり、膨張機同軸構成に対するCOP比を示す図である。

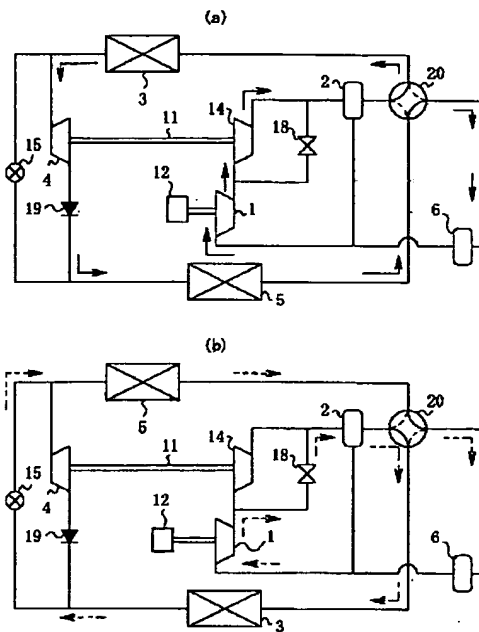
【図19】 従来の冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【図20】 従来の別の冷凍空調装置の冷媒回路図である。

【符号の説明】

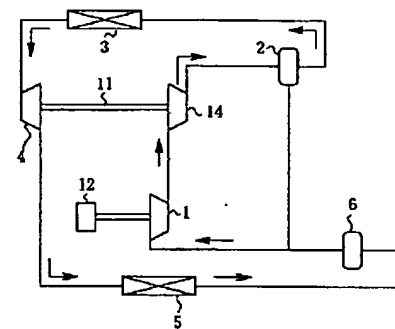
1 圧縮機、 2 油分離器、 3 ガスクーラ、
4、4a、4b 膨張機、 5 蒸発器、 6 アキ
ュムレータ、 7 温度センサ、 8 圧力センサ、
9 演算手段、 10 膨張比制御手段、 11 主
軸、 12 原動機（モータ）、 13 発電機、 1
4 第2圧縮機、 15 第2減圧手段、16 予膨張
弁、 17 補助モータ、 18 流量制御手段、 1
9、19a、19b 逆流防止手段、 20 四方弁、
21 第2ガスクーラ、 22イジェクタ、 23
第2四方弁。

【図1】

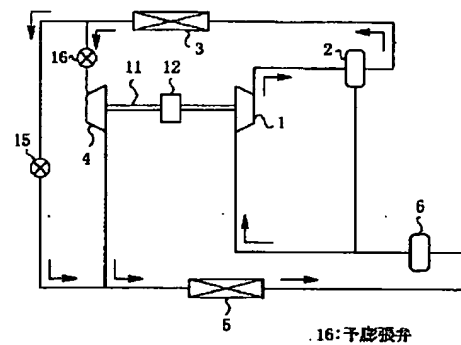


1: 圧縮機
2: 油分離器
3: ガスクーラ
4: 膨張機
5: 蒸発器
6: アキュムレータ
11: 主軸
12: 原動機（モータ）
14: 第2圧縮機
15: 第2減圧手段
18: 流量制御手段
19: 逆流防止手段
20: 四方弁

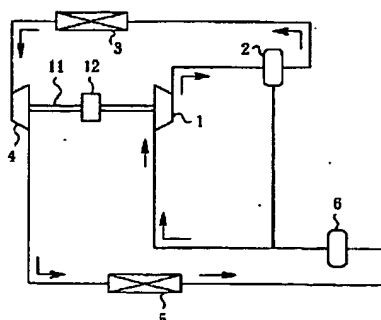
【図2】



【図4】



【図3】



【図5】

膨張機同軸構成の冷媒回路

	冷房定格	冷房中間	暖房定格	暖房中間
バイパス比 x	45.6%	54.8%	0%	0%
予膨張率 y	0%	0%	53.8%	0%

【図6】

二軸直列(高段)構成の冷媒回路

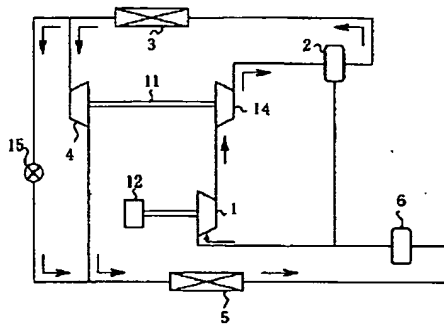
	冷房定格	冷房中間	暖房定格	暖房中間	SEER
バイパス比 α	43.3%	48.2%	6.1%	0%	—
予房率 γ	0%	0%	0%	0%	—
COP比	100.4%	100.8%	103.6%	100%	100.6%

【図7】

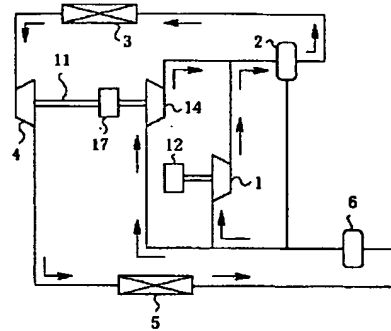
二軸直列(高段)構成の冷媒回路

	冷房定格	冷房中間	暖房定格	暖房中間	
膨張機/第2圧縮機 N2	10.9 rps	5.0 rps	11.6 rps	6.2 rps	
圧縮機 N1	50.2 rps	21.0 rps	63.5 rps	30 rps	

【図8】



【図9】



【図10】

【図11】

二軸並列(モータ併用)構成の冷媒回路

	冷房定格	冷房中間	暖房定格	暖房中間	SEER
COP比	109.5%	108.6%	104.3%	100%	102.1%
膨張機/第2圧縮機 N2	18.7 rps	9.4 rps	12.3 rps	6.2 rps	
圧縮機 N1	42.5 rps	18.5 rps	64.1 rps	30 rps	

二軸並列高段(1WAY)構成の冷媒回路

	冷房定格	冷房中間	暖房定格	暖房中間	SEER
COP比	90.1%	84.9%	103.6%	100%	99.1%

【図13】

【図15】

二軸並列(モータ併用)構成の冷媒回路

	冷房定格	冷房中間	暖房定格	暖房中間	SEER
COP比	110.0%	120.7%	104.3%	100%	104.7%

【図16】

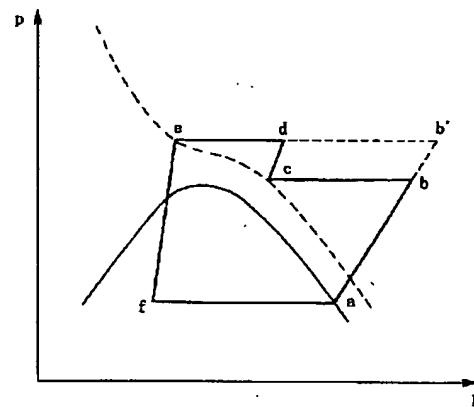
二軸並列高段(2WAY)構成の冷媒回路

	冷房定格	冷房中間	暖房定格	暖房中間	SEER
COP比	120.3%	115.6%	103.6%	100%	104.2%

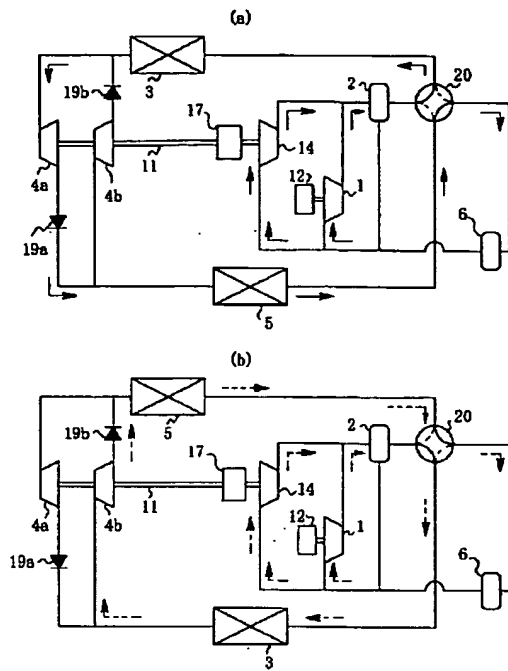
【図18】

二軸並列高段(1WAY)構成の冷媒回路

	冷房定格	冷房中間	暖房定格	暖房中間	SEER
COP比	86.1%	101.5%	103.7%	100%	100.6%

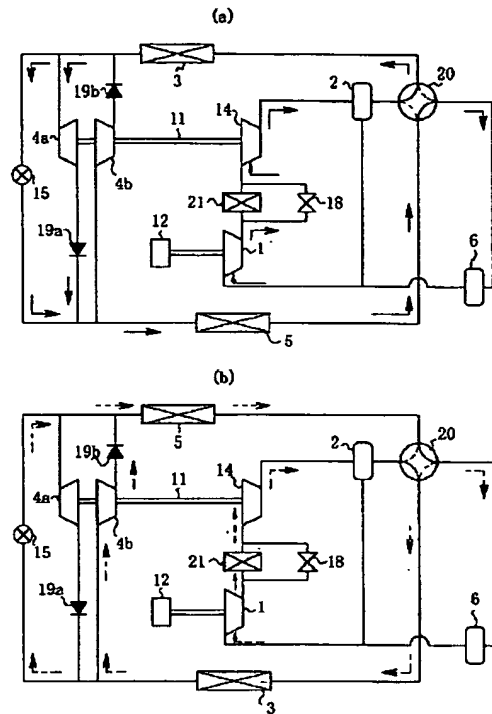


【図12】



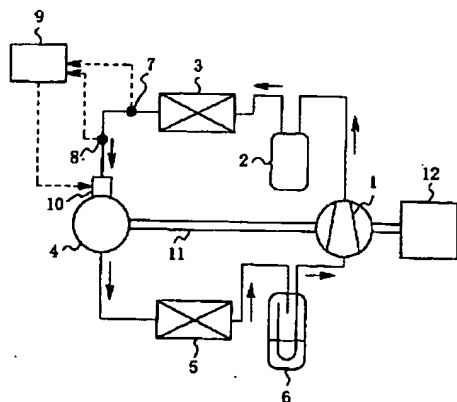
4a, 4b: 膨張機
17: 補助モータ
19a, 19b: 逆流防止手段

【図14】



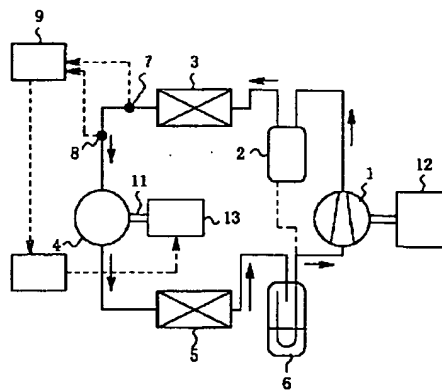
21: 第2ガスクーラ

【図19】



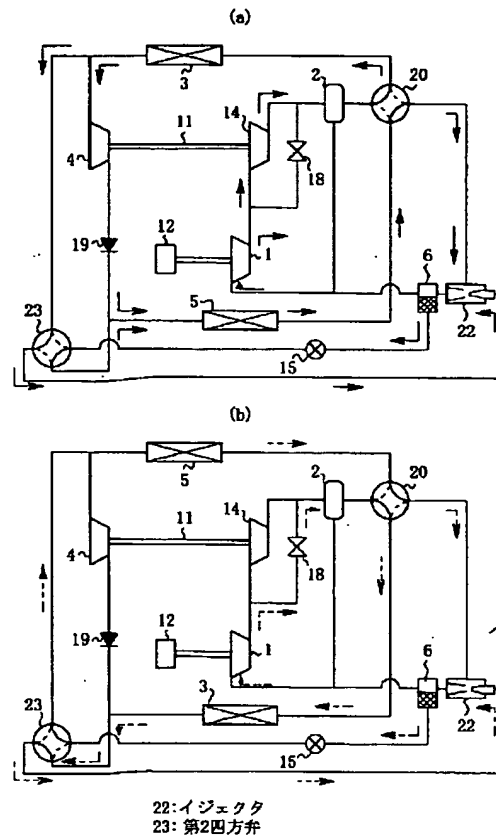
7: 温度センサ
8: 圧力センサ
9: 演算手段
10: 膨張比制御手段

【図20】



13: 発電機

【図17】



【手続補正書】

【提出日】平成15年2月20日(2003.2.20)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】特許請求の範囲

【補正方法】変更

【補正内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】 複数台の圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、前記ガスクーラによって冷却されたガスを減圧することにより動力を取出す膨張機と、前記膨張機により減圧された冷媒を加熱する蒸発器とを備え、前記圧縮機のうち少なくとも1台は前記膨張機で回収した膨張動力により駆動される第2圧縮機であるとともに、複数の運転モードを持つことを特徴とする冷凍空調装置。

【請求項2】 前記運転モードが冷房運転時に前記ガスクーラが室外機側、前記蒸発器が室内機側となるとともに、暖房運転時にその逆となるように流路を切換える四方弁を備えたことを特徴とする請求項1記載の冷凍空調装置。

【請求項3】 前記第2圧縮機を他方の圧縮機の吐出側に接続したことを特徴とする請求項1または請求項2記載の冷凍空調装置。

【請求項4】 前記膨張機と並列に配設した第2減圧手段と前記膨張機の流入側または流出側に逆流防止手段を備え、前記第2圧縮機を迂回する流量制御手段付の流路を設けたことを特徴とする請求項1乃至請求項3のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項5】 前記膨張機は冷媒の正逆方向流れにそれぞれ対応する2つの膨張機と前または後ろにそれぞれ逆流防止手段を備えたことを特徴とする請求項1乃至請求項3のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項6】 前記第2圧縮機の負荷に対する膨張機の回収動力の不足分を補うための補助モータを備えたことを特徴とする請求項1乃至請求項5のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【請求項7】 前記第2圧縮機の吸入側に前記第2圧縮機に吸入される冷媒を冷却する第2ガスクーラを備えたことを特徴とする請求項3記載の冷凍空調装置。

【請求項8】 前記第2圧縮機の吸入圧力または温度をサイクルCOPが最も高くなる中間圧力または温度に制

御するようにしたことを特徴とする請求項7記載の冷凍空調装置。

【請求項9】 暖房運転時には前記第2ガスクーラを迂回する流量制御手段付の流路を設けたことを特徴とする請求項7記載の冷凍空調装置。

【請求項10】 前記膨張機と並列に第2減圧手段としてのイジェクタを設けたことを特徴とする請求項1記載の冷凍空調装置。

【請求項11】 冷媒として二酸化炭素を用いたことを特徴とする請求項1乃至請求項10のいずれかに記載の冷凍空調装置。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0009

【補正方法】変更

【補正内容】

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明の請求項1に係る冷凍空調装置は、複数台の圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、前記ガスクーラによって冷却されたガスを減圧することにより動力を取出す膨張機と、前記膨張機により減圧された冷媒を加熱する蒸発器とを備え、前記圧縮機のうち少なくとも1台は前記膨張機で回収した膨張動力により駆動される第2圧縮機であるとともに、複数の運転モードを持つものである。

【手続補正3】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0010

【補正方法】変更

【補正内容】

【0010】本発明の請求項2に係る冷凍空調装置は、運転モードが冷房運転時に前記ガスクーラが室外機側、前記蒸発器が室内機側となるとともに、暖房運転時にその逆となるように流路を切換える四方弁を備えたものである。

【手続補正4】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0011

【補正方法】変更

【補正内容】

【0011】本発明の請求項3に係る冷凍空調装置は、第2圧縮機を他方の圧縮機の吐出側に接続したものである。

【手続補正5】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0012

【補正方法】変更

【補正内容】

【0012】本発明の請求項4に係る冷凍空調装置は、

膨張機と並列に配設した第2減圧手段と膨張機の流入側または流出側に逆流防止手段を備え、前記第2圧縮機を迂回する流量制御手段付の流路を設けたものである。

【手続補正6】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0013

【補正方法】変更

【補正内容】

【0013】本発明の請求項5に係る冷凍空調装置は、膨張機は冷媒の正逆方向流れにそれぞれ対応する2つの膨張機と前または後ろにそれぞれ逆流防止手段を備えたものである。

【手続補正7】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0014

【補正方法】変更

【補正内容】

【0014】本発明の請求項6に係る冷凍空調装置は、第2圧縮機の負荷に対する膨張機の回収動力の不足分を補うための補助モータを備えたものである。

【手続補正8】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0015

【補正方法】変更

【補正内容】

【0015】本発明の請求項7に係る冷凍空調装置は、第2圧縮機の吸入側に前記第2圧縮機に吸入される冷媒を冷却する第2ガスクーラを備えたものである。

【手続補正9】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0016

【補正方法】変更

【補正内容】

【0016】本発明の請求項8に係る冷凍空調装置は、第2圧縮機の吸入圧力または温度をサイクルCOPが最も高くなる中間圧力または温度に制御するようにしたものである。

【手続補正10】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0017

【補正方法】変更

【補正内容】

【0017】本発明の請求項9に係る冷凍空調装置は、暖房運転時には前記第2ガスクーラを迂回する流量制御手段付の流路を設けたものである。また、本発明の請求項10に係る冷凍空調装置は、膨張機と並列に第2減圧手段としてのイジェクタを設けたものである。また、本発明の請求項11に係る冷凍空調装置は、冷媒として二酸化炭素を用いたものである。

【手続補正11】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0020

【補正方法】変更

【補正内容】

【0020】ここで、本発明に係る冷凍空調装置の基本冷媒回路について説明する。図2は二軸直列（高段）構成の基本冷媒回路であり、二酸化炭素を冷媒として用いることを想定している。図において、モータ12によって駆動される圧縮機1は、膨張機4とは同軸となっており、膨張機4の主軸は第2圧縮機14を駆動するようになっている。そして、第2圧縮機14は圧縮機1と冷媒回路において直列に配管接続され、冷媒の二段圧縮を行うように配設されている。圧縮機1と第2圧縮機14で圧縮された冷媒は、第2圧縮機14の吐出側に配管接続された油分离器2から分離した油を、圧縮機1の吸入側、アキュムレータ6の流出後の位置に戻してから、ガスクーラ3で冷却される。そして、ガスクーラ3で冷却された後の高压冷媒ガスは膨張機4で減圧される際に膨張動力を回収し、この回収動力は主軸11を伝達して第2圧縮機14に伝えられる。膨張機4にて減圧された後の冷媒は、蒸発器5で加熱され、余分な液冷媒を貯留するアキュムレータ6を経由してから、圧縮機1の吸入側に戻る冷媒回路で構成されている。

【手続補正12】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0022

【補正方法】変更

【補正内容】

【0022】ここで説明のため、図3に示す膨張機同軸構成との対比を行う。図3は従来例の図19をもとに基本構成を簡略化して示した膨張機同軸構成の基本冷媒回路図である。図3において、膨張機4とモータ12で駆動される圧縮機1とは主軸11によって同軸となっている。この場合、膨張機4と圧縮機1が同一回転数となるように膨張機4と圧縮機1での流量がマッチしなければならない。

【手続補正13】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0025

【補正方法】変更

【補正内容】

【0025】ここで、全流量に対するバイパスされる流量の比率をバイパス比 x 、ガスクーラ／蒸発器間で減圧する全高低圧差に対する予膨張弁前後の差圧の比率を予膨張率 y と定義する。上述の図4の膨張機同軸構成の冷媒回路を備えた冷凍空調装置に対して、空調用途の代表4運転条件のうち、SEER（年間平均エネルギー消費効率）に最も寄与度の大きい暖房中間条件にて、 $x = y = 0\%$ となるように、圧縮機1の行程容積 V_{st} に対する膨張機の行程容積 V_{ex} を設定した場合、各条件にお

ける x 、 y は、図5に示す数値となる。以後、COPやSEERなどの効率を比較する場合には、膨張機同軸構成の冷媒回路におけるこの x 、 y のときの値を基準とする。

【手続補正14】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0027

【補正方法】変更

【補正内容】

【0027】膨張機同軸構成のときと同様に、SEERに最も寄与度の大きい暖房中間条件でバイパス比 $x = \text{予膨張率 } y = 0\%$ となるように、 V_{st} に対する V_{ex} 及び V_2 を設定すると、各条件における前記 x 、 y は、図6の中段に示す数値となる。そして、各条件における膨張機同軸構成冷媒回路に対する二軸直列（高段）構成冷媒回路でのCOPとSEER比は、図6の下段に示す値のように、僅かながら二軸直列（高段）構成の方が良い。なお、膨張機の膨張容積比については、膨張機同軸の場合も二軸直列の場合も、暖房中間条件で過不足なく膨張して膨張ロスが生じないような値を基準として用いており、以後特にことわらない限り同じである。

【手続補正15】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0033

【補正方法】変更

【補正内容】

【0033】このように膨張機4の出口側配管に逆流防止手段19、第2圧縮機14と並列の迂回路に流量制御手段18を配設することにより、冷房運転と暖房運転の切換えによる逆流時には膨張動力回収を行わないような構成の場合、各条件におけるCOP（成績係数）とSEER（年間平均エネルギー消費効率）の膨張機同軸構成冷媒回路（図3）のときに対する比は、図11に示す数値となり、動力回収を行わない冷房の条件で5～10%のCOP低下となるが、その寄与度が低いことからSEERの低下は2%以下と抑えられている。

【手続補正16】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0039

【補正方法】変更

【補正内容】

【0039】暖房運転時用の膨張機4aと冷房運転時用の膨張機4bそれぞれの出口側配管に逆流防止手段19a、19bを備え、冷房運転と暖房運転ともに膨張動力回収を行うことについては、実施の形態2と同様である。本実施の形態3では、更に第2ガスクーラ21を圧縮機1と第2圧縮機14との間の配管に設け、圧縮機1により冷媒を圧縮後、吐出された高压ガス冷媒を第2圧縮機14で圧縮する前に前記第2ガスクーラ21で冷却する。

【手続補正17】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0040

【補正方法】変更

【補正内容】

【0040】ここで、この実施の形態3における冷媒状態について図15を用いて説明する。図15は、中間冷却二段圧縮サイクルを説明するp-h線図であり、横軸にエンタルピh、縦軸に圧力pをとっている。図中のa点は圧縮機1の吸入部、b点は圧縮機1の吐出部、c点は第2ガススクーラ21の出口部、d点は第2圧縮機14の吐出部、e点はガススクーラ3の出口部、f点は膨張機4の出口部のそれぞれの冷媒状態を示している(冷房運転時における)。図に示すように、第2ガススクーラ21を介さずに中間冷却なしで圧縮行程を行った場合(図中のa→b→b'動作)に比べて、中間冷却二段圧縮(図中のa→b圧縮行程の後にc点まで冷却し、高段でc→d圧縮行程を行う)の方が、エンタルピ値で表すと、 $(h_{b'} - h_a) > (h_b - h_a) + (h_d - h_c)$ であることから、圧縮に要する仕事が小さくなり、同一冷凍能力($h_a - h_f$)に対するCOPは良くなる。暖房時は暖房能力が、 $(h_{b'} - h_e)$ から $(h_b - h_c) + (h_d - h_e)$ となるため、冷房時ほどはCOPは向上しない。

【手続補正18】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0042

【補正方法】変更

【補正内容】

【0042】このような二軸直列(高段)2WAY膨張機を有すると共に冷房運転時に中間冷却を備えた冷媒回路でのCOPとSEERの膨張機同軸構成冷媒回路に対する比は、図16に示す値となり、膨張機の行程容積を冷房と暖房運転の2条件に合わせて第2減圧手段15からのバイパス量を抑え、膨張容積比も冷房と暖房運転の2条件に合わせて膨張ロスを減らしたことによる効果と中間冷却の効果により、実施の形態2の二軸並列(モータ併用)2WAY膨張機並みの良いSEER値となっている。

【手続補正19】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0045

【補正方法】変更

【補正内容】

【0045】一般的にはイジェクタのエネルギー効率は膨張機による動力回収効率よりも低く20%程度であるが、イジェクタ効率20%で計算しても、COPとSEERの膨張機同軸構成に対する比は、図18に示す値となり、図1の二軸直列高段(1WAY)構成の冷媒回路に較べて冷房時の全流量と暖房定格時のバイパス流量に

ついてイジェクタ効果の分だけはCOPが改善されている。

【手続補正20】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0048

【補正方法】変更

【補正内容】

【0048】

【発明の効果】以上のように本発明の請求項1に係る冷凍空調装置は、複数台の圧縮機と、前記圧縮機で圧縮された高圧の冷媒を冷却するガススクーラと、前記ガススクーラによって冷却されたガスを減圧することにより動力を取出す膨張機と、前記膨張機により減圧された冷媒を加熱する蒸発器とを備え、前記圧縮機のうち少なくとも1台は前記膨張機で回収した膨張動力により駆動される第2圧縮機であるとともに、複数の運転モードを持つので、膨張機同軸構成冷媒回路よりもCOP、SEERが良く高効率となるとともに、予膨張の必要がないので予膨張弁が不要となり低コストの冷凍空調装置を得ることができる。

【手続補正21】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0049

【補正方法】変更

【補正内容】

【0049】また、本発明の請求項2に係る冷凍空調装置は、運転モードが冷房運転時に前記ガススクーラが室外機側、前記蒸発器が室内機側となるとともに、暖房運転時にその逆となるように流路を切換える四方弁を備えたので、冷房運転時と暖房運転時ともに膨張動力回収を行なうことが可能となる冷凍空調装置を得ることができる。

【手続補正22】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0050

【補正方法】変更

【補正内容】

【0050】また、本発明の請求項3に係る冷凍空調装置は、第2圧縮機を他方の圧縮機の吐出側に接続したので、予膨張せずにバイパスのみで流量をマッチングさせることによりCOP、SEERが良くなり、膨張機同軸構成冷媒回路より高効率で、予膨張弁が不要で低コストの冷凍空調装置を得ることができる。

【手続補正23】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0051

【補正方法】変更

【補正内容】

【0051】また、本発明の請求項4に係る冷凍空調装置は、膨張機と並列に配設した第2減圧手段と膨張機の

流入側または流出側に逆流防止手段を備え、前記第2圧縮機を迂回する流量制御手段付の流路を設けたので、弁開閉制御機構を持たないシンプルな構造の膨張機を用いながら、冷房と暖房の切換えによる逆流時に膨張機の吸入および吐出を同じにするため複雑な回路構成を避けることができ、簡素で低コストの冷凍空調装置を得ることができる。

【手続補正24】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0052

【補正方法】変更

【補正内容】

【0052】また、本発明の請求項5に係る冷凍空調装置は、膨張機は冷媒の正逆方向流れにそれぞれ対応する2つの膨張機と前または後ろにそれぞれ逆流防止手段を備えたので、膨張機の行程容積と膨張容積比を冷房と暖房の両条件について最適な値を選ぶことができ、更に高効率な冷凍空調装置を得ることができる。

【手続補正25】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0053

【補正方法】変更

【補正内容】

【0053】また、本発明の請求項6に係る冷凍空調装置は、第2圧縮機の負荷に対する膨張機の回収動力の不足分を補うための補助モータを備えたので、第2圧縮機の負荷に対する膨張機での回収動力の過不足を補助モータによって吸収することができるので、更に高効率な冷凍空調装置を得ることができる。

【手続補正26】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0054

【補正方法】変更

【補正内容】

【0054】また、本発明の請求項7に係る冷凍空調装置は、第2圧縮機の吸入側に前記第2圧縮機に吸入される冷媒を冷却する第2ガスクーラを備えたので、行程容積と膨張容積比が決まった膨張機を用いながら、圧縮側

との流量マッチングによる膨張動力の非回収分を同軸の場合と較べて少なくすることができ、また第2ガスクーラで主圧縮機の吐出ガスを冷却してから第2圧縮機に吸入・圧縮することにより、中間冷却二段圧縮サイクルとすることができるので、高効率な冷凍空調装置を得ることができる。

【手続補正27】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0055

【補正方法】変更

【補正内容】

【0055】また、本発明の請求項8に係る冷凍空調装置は、第2圧縮機の吸入圧力または温度をサイクルCOPが最も高くなる中間圧力または温度に制御するようにしたので、更に高効率な冷凍空調装置を得ることができる。

【手続補正28】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0056

【補正方法】変更

【補正内容】

【0056】また、本発明の請求項9に係る冷凍空調装置は、暖房運転時には前記第2ガスクーラを迂回する流量制御手段付の流路を設けたので、中間冷却を冷房運転時に限ることにより、冷房運転と暖房運転との切換えによる逆流時に膨張機の吸入および吐出を同じにして更に暖房時と冷房時の第2ガスクーラを2つ備えるという複雑な冷媒回路構成を避けることができるので、簡素で低コストの冷凍空調装置を得ることができる。また、本発明の請求項10に係る冷凍空調装置は、膨張機と並列に第2減圧手段としてのイジェクタを設けたので、膨張機をバイパスして減圧する流量分に対しても前記イジェクタによるエネルギー回収を行うことができ、更に高効率な冷凍空調装置を得ることができる。また、本発明の請求項11に係る冷凍空調装置は、冷媒として二酸化炭素を用いたので、冷媒として地球温暖化係数が1であり地球環境への悪影響の小さい冷凍空調装置を得ることができる。

フロントページの続き

(72)発明者 若本 慎一

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内

(72)発明者 村上 泰城

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号 三菱電機株式会社内